

(12)

DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

(21) Numéro de dépôt: 80401456.1

(51) Int. Cl.³: **B 60 T 8/18**
B 60 T 11/34

(22) Date de dépôt: 10.10.80

(30) Priorité: 10.10.79 FR 7925199

(43) Date de publication de la demande:
22.04.81 Bulletin 81/16

(84) Etats Contractants Désignés:
DE GB IT

(71) Demandeur: **SOCIETE ANONYME D.B.A.**
43/47 Avenue de la Grande Armée
F-75116 Paris(FR)

(72) Inventeur: **Carré, Jean-Jacques**
100 Avenue du Président Wilson
F-93100 Montreuil(FR)

(72) Inventeur: **Riquart, Christian**
33 rue Fessart
F-75019 Paris(FR)

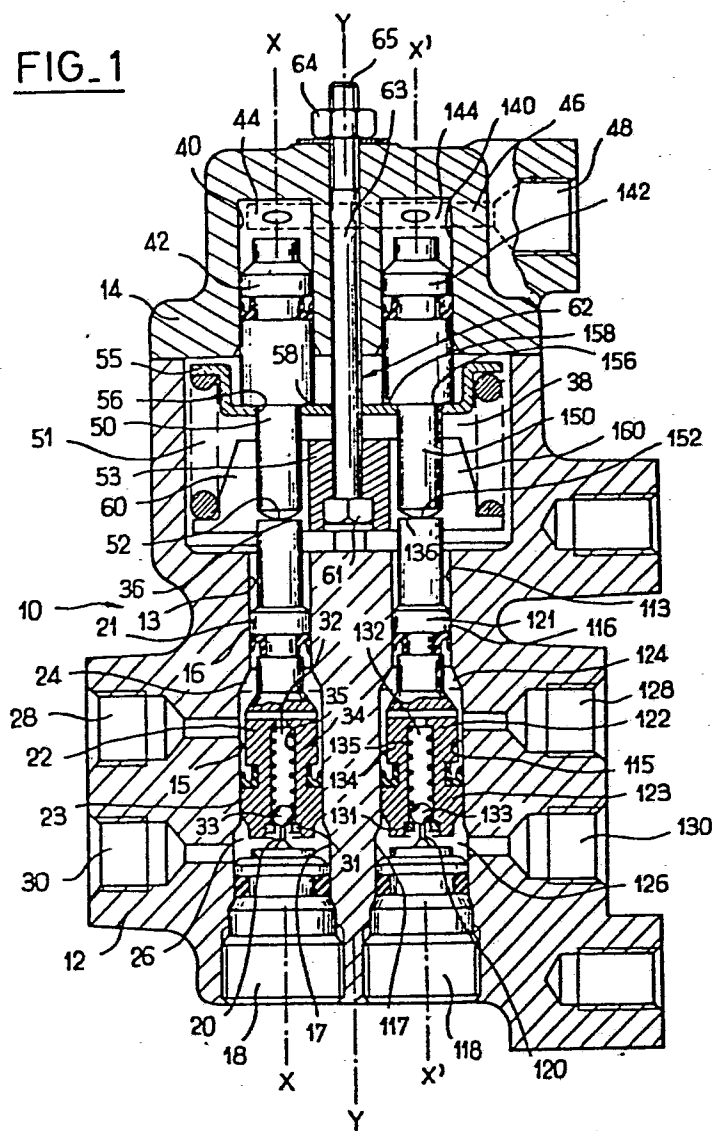
(74) Mandataire: **Poidatz, Emmanuel et al,**
Service Brevets Bendix 44 rue François 1er
F-75008 Paris(FR)

(54) **Correcteur de freinage pour double circuit de freinage.**

(57) Le correcteur comprend deux pistons (22,122) parallèles identiques qui commandent l'ouverture ou la fermeture de deux valves (33,133) situées entre deux entrées (28,128) et deux sorties (30,130) de deux circuits de freinage. Deux poussoirs (42,142) soumis à une pression de commande sollicitent les pistons dans le sens d'ouverture des valves. Un ressort de réaction (51) coopère avec un élément de transmission (55) pour solliciter les poussoirs (42,142) en sens inverse. Lorsque les deux circuits de freinage sont alimentés, le correcteur présente un point de coupure identique pour les deux circuits. En cas de défaillance de l'un des circuits l'élément de transmission (55) subit un basculement dont résulte un partage inégal de la force de réaction et un accroissement du point de coupure dans le circuit intact.

Application aux systèmes de freinage à double circuit pour véhicules automobiles.

FIG. 1



CORRECTEUR DE FREINAGE POUR DOUBLE CIRCUIT DE FREINAGE

L'invention se rapporte aux valves correctrices de freinage pour double circuit de freinage de véhicule automobile, particulièrement destinées aux circuits de freinage dits en "X" dans lesquels deux sources de fluide sous pression - par exemple les deux chambres d'un maître-
5 cylindre tandem - alimentent chacune un moteur de frein associé à une roue avant d'un côté du véhicule et un moteur de frein associé à une roue arrière de l'autre côté du véhicule. Ces valves correctrices de freinage sont destinées à limiter et/ou réduire la pression admise aux moteurs de freins arrière lorsque la pression délivrée par le maître-cylindre dépasse
10 une pression dite "de coupure" déterminée par les caractéristiques de la valve correctrice. Une telle valve est décrite dans la demande de brevet français No. 75 10131.

En cas de défaillance de l'un des circuits, il se pose un problème important lorsqu'on désire effectuer un report de la pression de
15 coupure dans le circuit intact ; en effet, dans ce cas, la capacité de freinage étant pratiquement diminuée de moitié, il est nécessaire d'admettre au moteur de frein arrière associé au circuit intact une pression de freinage supérieure.

A cet effet, la présente invention propose un correcteur de
20 freinage, pour double circuit de freinage de véhicule automobile, comprenant : un corps, deux alésages parallèles identiques dans ledit corps définissant entre eux un axe de symétrie, chacun desdits alésages communiquant avec un orifice d'entrée et un orifice de sortie correspondants, deux pistons identiques coulissant dans lesdits alésages, chacun desdits
25 pistons commandant les déplacements d'un élément de valve contrôlant l'écoulement d'un fluide sous pression entre l'un desdits orifices d'entrée et l'orifice de sortie qui lui correspond, lesdits pistons présentant chacun une extrémité se projetant à l'extérieur dudit corps, et un ensemble répartiteur susceptible de générer, à partir d'une force de commande, deux forces pilotes agissant sur lesdites extrémités pour solliciter
30 les pistons vers l'intérieur du corps dans le sens de l'établissement dudit écoulement de fluide, ledit fluide sous pression sollicitant les

pistons vers l'extérieur du corps dans le sens de l'interruption de l'écoulement de fluide, caractérisé en ce que ledit ensemble répartiteur comprend : un couvercle solidaire dudit corps, deux poussoirs identiques coulissant dans ledit couvercle parallèlement auxdits pistons et susceptibles de venir en butée avec les extrémités de ces derniers, des moyens diviseurs pour diviser ladite force de commande en deux demi-forces de commande égales appliquées chacune à l'un des deux poussoirs pour solliciter lesdits pistons vers l'intérieur dudit corps, des moyens élastiques pour engendrer une force de réaction opposée auxdites demi-forces de commande, et un élément de transmission pour répartir ladite force de réaction en deux forces de réaction partielles appliquées chacune à l'un desdits poussoirs, chaque poussoir étant de ce fait soumis à deux forces opposées : une demi-force de commande et une force de réaction partielle dont la résultante constitue ladite force pilote, ledit élément de transmission étant susceptible d'être en contact avec lesdits poussoirs suivant deux modes : un premier mode, lorsque les deux orifices d'entrée reçoivent du fluide sous pression, dans lequel les surfaces de contact entre l'élément de transmission et les poussoirs sont disposées de façon symétrique par rapport audit axe de symétrie, et un second mode, lorsque seul l'un des deux orifices d'entrée reçoit du fluide sous pression, dans lequel, suite à un basculement de l'élément de transmission, les surfaces de contact entre ce dernier et les poussoirs sont disposées de façon dissymétrique par rapport audit axe de symétrie, dont il résulte une répartition de la force de réaction en deux forces partielles inégales et une inégalité correspondante des deux forces pilotes.

On notera que l'invention permet d'accroître la pression "de coupure" de l'un des circuits en cas de défaillance de l'autre circuit. En effet, dans ce cas, seul le piston associé au circuit intact est susceptible de se déplacer à l'encontre de la force pilote exercée par le poussoir correspondant. Comme expliqué en détail dans la description qui va suivre, il s'ensuit un déséquilibre au niveau du partage de la force de réaction agissant sur l'élément de transmission et un accroissement de la force pilote agissant sur le piston associé au circuit intact, dont résulte un accroissement de la pression "de coupure" de ce circuit.

Selon une autre caractéristique, les poussoirs du correcteur sont soumis à une pression de fluide provenant du circuit hydraulique de suspension du véhicule lorsque celui-ci possède un tel circuit de suspension.

Ceci permet d'asservir de manière simple le fonctionnement du correcteur à l'état de charge du véhicule en évitant les problèmes liés aux transmissions mécaniques entre parties suspendues et non-suspendues du véhicule comme bien connu des spécialistes.

5 L'invention sera maintenant décrite en se référant aux dessins annexés dans lesquels :

- la figure 1 est une vue en coupe longitudinale d'une valve correctrice de freinage selon l'invention ;

10 - la figure 2 est une représentation schématique d'un élément de transmission et de deux poussoirs de la valve de la figure 1, dans les positions qu'ils occupent en fonctionnement normal ; et

- la figure 3 est une représentation schématique analogue à celle de la figure 2, les éléments précités étant dans les positions qu'ils occupent en cas de défaillance de l'un des circuits de freinage.

15 Si l'on considère la figure 1, un correcteur (10) pour double circuit de freinage comprend un corps (12), fermé à sa partie supérieure par un couvercle (14), et dans lequel sont réalisés deux alésages étagés identiques (16, 116) à axes parallèles XX (ou X'X') et ayant un axe de symétrie générale YY. Chaque alésage (16, 116) comprend une portion de
20 petit diamètre (13, 113), une portion de diamètre moyen (15, 115) et une portion de grand diamètre (17, 117) fermée par un bouchon (18, 118) comportant un poussoir (20, 120) dont le rôle sera précisé ultérieurement. Dans chaque alésage (16, 116) est monté un piston étagé (22, 122) dont la portion de petit diamètre (21, 121) coulisse dans la portion de petit
25 diamètre (13, 113) de l'alésage et dont la portion de grand diamètre (23, 123) coulisse dans la portion de diamètre moyen (15, 115) de l'alésage. Le piston (22, 122) définit avec l'alésage (16, 116) d'une part entre ses portions (21, 121) et (23, 123) une première chambre dite chambre d'entrée (24, 124) et d'autre part entre la portion (23, 123) et le bou-
30 chon (18, 118) une seconde chambre dite chambre de sortie (26, 126). La chambre d'entrée (24, 124) est reliée par l'intermédiaire d'un orifice d'entrée (28, 128) à une source de pression hydraulique de freinage indépendante (non représentée), et la chambre de sortie (26, 126) est reliée par l'intermédiaire d'un orifice de sortie (30, 130) à un jeu de
35 moteurs de freins du véhicule (également non représentés). Les sources de pression indépendantes sont réalisées à titre d'exemple par un maître-cylindre tandem classique d'un quelconque type connu.

Le piston (22, 122) est percé d'un passage (32, 132) comprenant

une partie axiale et une partie radiale, dans lequel est disposée une valve à bille (34, 134) composée d'un siège annulaire (31, 131), d'une bille (33, 133) et d'un ressort (35, 135).

Enfin, l'extrémité supérieure (36, 136) du piston (22, 122) se projette dans une cavité (38) ménagée à la partie supérieure du corps (12) fermée par le couvercle (14).

Le couvercle (14) est percé de deux alésages borgnes parallèles parallèles (40) et (140) dans lesquels coulisent deux poussoirs identiques (42, 142) définissant avec lesdits alésages borgnes deux chambres de commande (44, 144) reliées l'une à l'autre par un passage (46) qui débouche dans un orifice (48) relié au système de suspension hydraulique du véhicule (non représenté) de telle sorte qu'il règne dans les deux chambres de commande (44, 144) une pression P_h représentative de la charge supportée par l'essieu arrière du véhicule.

Les poussoirs (42, 142) comportent à leurs extrémités inférieures des prolongements de diamètre réduit (50, 150) dont les extrémités (52, 152) sont en contact avec les extrémités (36, 136) des pistons (22, 122).

Dans la cavité (38) est placé un ressort de réaction (51) emprisonné entre une plaque de butée (53) et un élément de transmission (55), qui a la forme générale d'un disque et comporte deux ouvertures (56, 156) symétriques par rapport à l'axe de symétrie YY, traversées respectivement par les prolongements (50, 150) des poussoirs (42, 142). L'élément (55) est en contact avec des épaulements (58, 158) prévus sur les poussoirs (42, 142), ces épaulements constituant des surfaces d'appui réceptrices pour les poussoirs. Les surfaces annulaires situées en vis-à-vis des épaulements (58, 158) et entourant les ouvertures (56, 156) constituent des surfaces d'appui émettrices pour l'élément de transmission. La plaque (53) comporte deux échancrures (60, 160) permettant le passage des prolongements (50, 150) des poussoirs (42, 142) et des extrémités (36, 136) des pistons.

En dernier lieu, la position axiale de la plaque (53) par rapport aux poussoirs (42, 142) peut être ajustée au moyen d'un ensemble vis (62)-écrou (64). La vis (62) comporte d'une part une tête (61), reçue dans une cavité complémentaire de la plaque (53) pour empêcher la rotation de la vis (62) par rapport à celle-ci, d'autre part une tige (63) traversant successivement la plaque (53), l'élément de transmission (55) et le couvercle (14), et enfin une partie filetée (65) sur laquelle l'écrou (64) est vissé jusqu'en butée contre le couvercle (14).

Le couvercle (14), les chambres de commande (44, 144) et les poussoirs (42, 142) constituent des moyens diviseurs destinés à diviser une force de commande en deux demi-forces de commande appliquées chacune à l'un des poussoirs (42, 142).

5 En outre, l'ensemble regroupant ces moyens diviseurs, le ressort de réaction (51), la plaque de butée (53) et l'élément de transmission (55) constitue un ensemble répartiteur susceptible de générer, à partie de cette force de commande, deux forces pilotes sollicitant les deux pistons dans le sens tendant à provoquer l'ouverture des valves à
10 bille, comme il apparaîtra à la lecture de la description ci-après du fonctionnement du correcteur qui vient d'être décrit.

Si l'on suppose le véhicule immobile et en l'absence de toute action de freinage, il règne une faible pression résiduelle aux orifices d'entrée (28, 128) et aux orifices de sortie (30, 130). La pression P_h
15 régnant dans le circuit hydraulique de suspension est transmise à l'orifice (48) et par le passage (46) aux chambres de commande (44, 144). Cette pression dite de commande, exerce sur les poussoirs (42, 142) une force de commande F_c divisée en deux demi-forces de commande $F_c/2$ dirigée vers le bas si l'on considère la figure 1. L'ensemble chambres de
20 commande, poussoirs constitue deux des moyens diviseurs pour diviser la force de commande en deux demi-forces de commande égales $F_c/2$ qui repoussent les pistons (22, 122) en butée contre les bouchons (18, 118) de telle sorte que les poussoirs (20, 120) dégagent les billes (33, 133) de leurs sièges (31, 131).

25 Les poussoirs (42, 142) occupent des positions axiales identiques ; il en résulte que les surfaces d'appui émettrices et réceptrices de l'élément de transmission (55) et des poussoirs coopèrent de manière symétrique et que la force de réaction R exercée par le ressort (51) est répartie en deux forces de réaction partielles r et r' égales à $R/2$ et
30 dirigées suivant les axes XX et XX' respectivement. Il en résulte également que les deux poussoirs exercent sur les pistons (22, 122) deux forces pilotes F_p et F'_p égales entre elles.

Lors d'une action de freinage normale, il règne aux orifices (28, 128) des pressions d'entrée sensiblement égales. Les valves (34, 134) étant ouvertes, ces pressions d'entrée sont transmises aux orifices
35 de sortie (30, 130) où il règne par conséquent des pressions de sortie sensiblement égales entre elles et égales aux pressions d'entrée. De ce fait, les pistons (22, 122) sont soumis à des forces dirigées vers le haut.

Tant que ces forces sont inférieures aux forces pilotes F_p et F'_p , les deux pistons restent immobiles, les valves (34, 134) restent ouvertes et les pressions de sortie restent égales aux pressions d'entrée.

5 Par contre, lorsque les pressions d'entrée atteignent une pression dite de coupure P_c , les pistons (22, 122) sont alors susceptibles de se déplacer simultanément vers le haut, provoquant la fermeture des valves à bille (34, 134). Lorsque les pressions d'entrée dépassent cette valeur P_c , les pressions de sortie sont corrigées de telle sorte que l'accroissement de la pression de sortie soit proportionnellement inférieur à celui
10 de la pression d'entrée, et ce, de manière identique pour les deux circuits, comme il est bien connu dans la technique.

Il va de soi que l'on peut choisir, en variante de l'invention, des pistons de section efficace constante, cette variante fonctionnant alors en simple limiteur de pression, la pression de sortie étant alors
15 limitée à une valeur fixe pour une charge donnée du véhicule.

On remarque que la pression de coupure P_c dépend d'une part de l'ajustement de la force de réaction R grâce à l'ensemble vis (62)-écrou (64) et d'autre part de la charge du véhicule ; en effet, la pression P_h étant directement liée à cette charge, il en est de même pour la force
20 de commande F_c .

En cas de défaillance de l'un des circuits de freinage, l'appareil décrit fonctionne de la manière suivante :

On suppose qu'il y a, par exemple, absence de pression d'entrée à l'orifice (128). Tant que la pression d'entrée régnant à l'orifice (28)
25 reste inférieure à P_c , le piston (22) reste immobile, les éléments de l'appareil occupent les positions qu'ils occupent normalement et la pression de sortie à l'orifice (30) est égale à la pression d'entrée comme précédemment.

Par contre, lorsque la pression d'entrée atteint la valeur P_c ,
30 le piston (22) commence à se déplacer vers le haut, tandis que le piston (122) reste immobile, en butée sur le bouchon (118). Il s'ensuit que l'élément de transmission (55) subit un basculement dans le sens horaire, si l'on considère la figure 1, et que la répartition de la force de réaction R subit une profonde modification, comme il va être expliqué en
35 se référant aux figures 2 et 3.

A la figure 2 sont représentés les poussoirs (42, 142) et l'élément de transmission (55) dans les positions qu'ils occupent en fonctionnement normal. Les forces auxquelles les poussoirs sont soumis ont

également été représentées. Comme il a été expliqué ci-dessus, les deux forces de réaction partielles r et r' sont égales à $R/2$ et dirigées suivant les axes XX et $X'X'$ des poussoirs, et les deux forces pilotes F_p et F'_p sont égales.

- 5 A la figure 3 sont représentés les poussoirs (42, 142) et l'élément de transmission (55) dans les positions qu'ils occupent en cas d'absence de pression d'entrée à l'orifice (128). Comme il vient d'être expliqué, lorsque le piston (22) repousse le poussoir (42) vers le haut, l'élément de transmission (55) subit un basculement dans le sens horaire.
- 10 Les surfaces d'appui émettrices et réceptrices de l'élément de transmission et des poussoirs ne sont plus au contact les unes des autres. Le contact entre élément de transmission et poussoir est alors établi en deux zones (66, 166), situées sur les arêtes des épaulements (58, 158) et dont les distances par rapport à l'axe YY sont respectivement D et D' ,
- 15 D' étant inférieure à D .

La force de réaction R est alors répartie entre les deux poussoirs en deux forces de réaction partielles :

$$20 \quad r = R \frac{D'}{D + D'} \quad \text{et} \quad r' = R \frac{D}{D + D'}$$

r étant inférieure à $R/2$. La force pilote F_p que le poussoir (42) exerce sur le piston (22) devient supérieure à F'_p .

- Cette force pilote est par conséquent accrue. Le piston (22)
- 25 ne peut donc se déplacer vers le haut tant que la pression d'entrée n'atteint pas une nouvelle valeur P'_c supérieure à P_c , et la pression de sortie reste égale à la pression d'entrée. Ce n'est que lorsque la pression d'entrée atteint la valeur P'_c que le piston peut à nouveau se déplacer vers le haut et que la pression de sortie subit un effet de limitation par actionnement de la valve (34) comme déjà expliqué. En cas de
- 30 défaillance de l'autre circuit de freinage, le système fonctionne de manière symétrique.

- En résumé, en cas de défaillance de l'un des circuits de freinage, la valve correctrice selon l'invention permet d'augmenter la pression de coupure dans le circuit intact et par conséquent d'augmenter la
- 35 capacité de freinage de la roue arrière alimentée par ce circuit.

Dans les variantes non représentées de l'invention, la pression P_h peut être obtenue au moyen d'un générateur quelconque sensible à la charge du véhicule.

On pourra également remarquer que la pression P_h peut être une pression fixe, les caractéristiques du correcteur étant alors indépendantes de la charge du véhicule.

- De plus, la force de commande F_c et les demi-forces de commande $F_c/2$ peuvent être engendrées par un système mécanique asservi ou non à la charge du véhicule, notamment deux ressorts montés en parallèle et agissant séparément sur chaque poussoir.



REVENDICATIONS

1. Correcteur de freinage, pour double circuit de freinage de véhicule automobile. comprenant : un corps, deux alésages parallèles identiques dans ledit corps définissant entre eux un axe de symétrie, chacun desdits alésages communiquant avec un orifice d'entrée et un orifice de sortie correspondants, deux pistons identiques coulissant dans lesdits alésages, chacun desdits pistons commandant les déplacements d'un élément de valve contrôlant l'écoulement d'un fluide sous pression entre l'un desdits orifices d'entrée et l'orifice de sortie qui lui correspond, lesdits pistons présentant chacun une extrémité se projetant à l'extérieur dudit corps, et un ensemble répartiteur susceptible de générer, à partir d'une force de commande, deux forces pilotes agissant sur lesdits extrémités pour solliciter les pistons vers l'intérieur du corps dans le sens de l'établissement dudit écoulement de fluide, ledit fluide sous pression sollicitant les pistons vers l'extérieur du corps dans le sens de l'interruption de l'écoulement de fluide, ledit ensemble répartiteur étant du type permettant d'accroître la force pilote sollicitant l'un des pistons lorsque seul l'orifice d'entrée correspondant à ce piston reçoit du fluide sous pression, caractérisé en ce que ledit ensemble répartiteur comprend : un couvercle solidaire dudit corps, deux poussoirs identiques coulissant ledit couvercle parallèlement auxdits pistons et susceptibles de venir en butée avec les extrémités de ces derniers, des moyens diviseurs pour diviser ladite force de commande en deux demi-forces de commande égales appliquées chacune à l'un des deux poussoirs pour solliciter lesdits pistons vers l'intérieur dudit corps, des moyens élastiques pour engendrer une force de réaction et un élément de transmission pour répartir ladite force de réaction en deux forces de réaction partielles appliquées chacune à l'un desdits poussoirs en sens opposé auxdites demi-forces de commande, chaque poussoir étant de ce fait soumis à deux forces opposées : une demi-force de commande et une force de réaction partielle dont la résultante constitue ladite force pilote, ledit élément de transmission étant susceptible d'être en contact avec lesdits poussoirs suivant deux modes : un premier mode, lorsque les deux orifices d'entrée reçoivent du fluide sous pression, dans lequel les surfaces de contact entre l'élément de transmission et les poussoirs sont disposées de façon symétrique par rapport audit axe de symétrie, et un second mode, lorsque seul l'un des deux orifices d'entrée reçoit du fluide sous pression, dans lequel, suite à un basculement de l'élément de transmission,

les surfaces de contact entre ce dernier et les poussoirs sont disposées de façon dissymétrique par rapport audit axe de symétrie, dont il résulte une répartition de la force de réaction en deux forces partielles inégales et une inégalité correspondante des deux forces pilotes.

5 2. Correcteur de freinage selon la revendication 1, pour lequel la force de commande est générée par une pression de commande, caractérisé en ce que lesdits moyens diviseurs comprennent une chambre de commande définie dans ledit couvercle et dans laquelle règne la pression de commande, lesdits poussoirs se projetant de façon étanche dans ladite chambre
10 de commande.

 3. Correcteur de freinage selon la revendication 2, pour un véhicule comportant un circuit de suspension hydraulique, caractérisé en ce que ladite pression de commande est une pression provenant dudit circuit de suspension hydraulique.

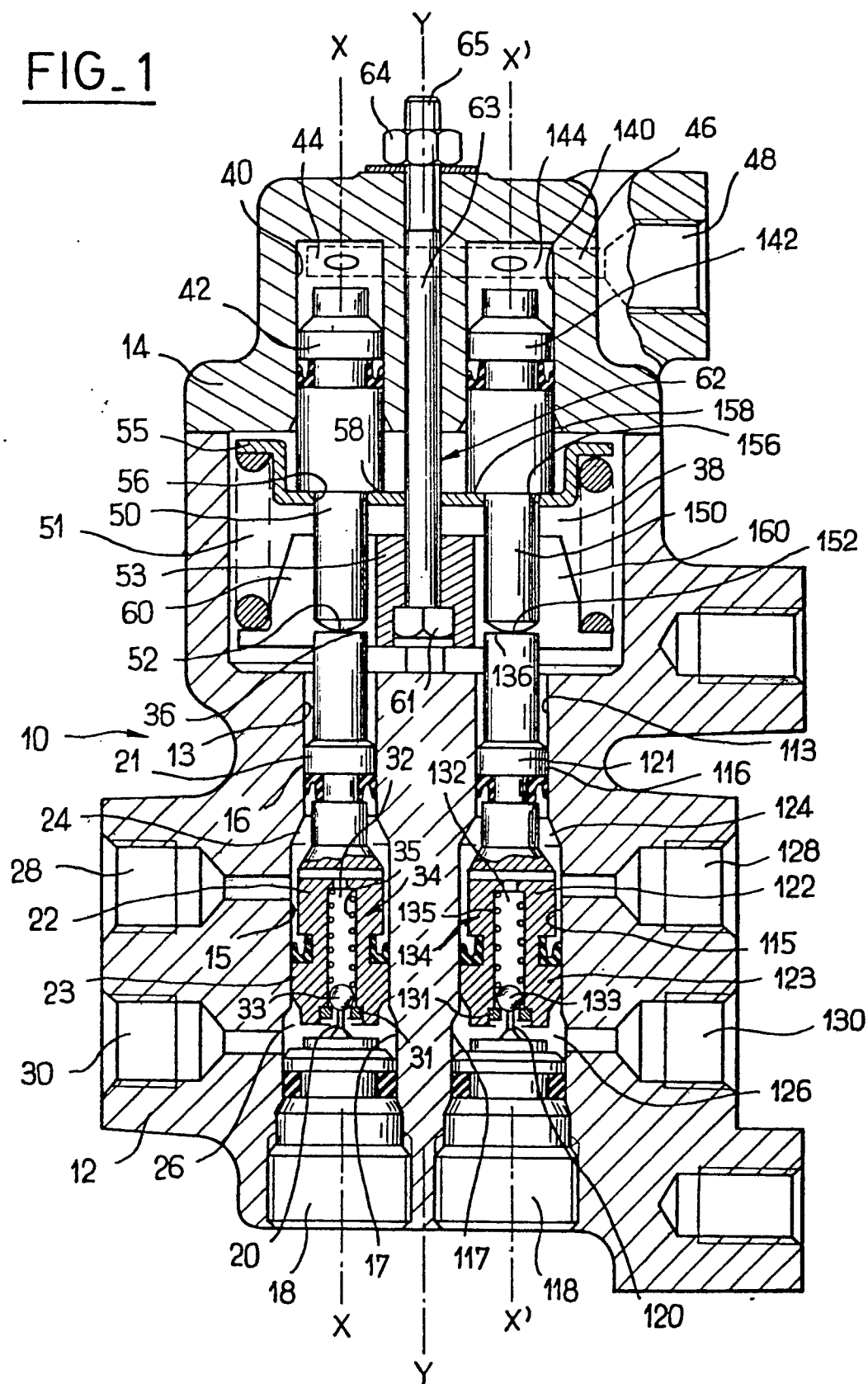
15 4. Correcteur de freinage selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que lesdits moyens élastiques comprennent un ressort de réaction comprimé entre une plaque de butée et ledit élément de transmission, ledit ressort engendrant sur ce dernier une force résultante coaxiale à l'axe de symétrie.

20 5. Correcteur de freinage selon la revendication 4, caractérisé en ce que ladite plaque de butée comporte des moyens de positionnement axial réglables, comprenant une tige fixée à l'une de ses extrémités à ladite plaque, ladite tige traversant ledit élément transmetteur et ledit couvercle et se terminant par un filetage à son autre extrémité, un écrou étant vissé sur ledit filetage et en contact avec ledit couvercle.
25

 6. Correcteur de freinage selon l'une quelconque des revendications 3 à 5, caractérisé en ce que lesdits poussoirs comportent chacun une partie de grand diamètre et un prolongement de diamètre réduit séparés par un épaulement plan et que ledit élément de transmission est un disque
30 plan comportant deux ouvertures symétriques de diamètre légèrement supérieur à celui des prolongements des poussoirs, ledit élément de transmission étant maintenu par lesdits moyens élastiques en appui contre lesdits épaulements plans desdits poussoirs.



1/2

FIG. 1

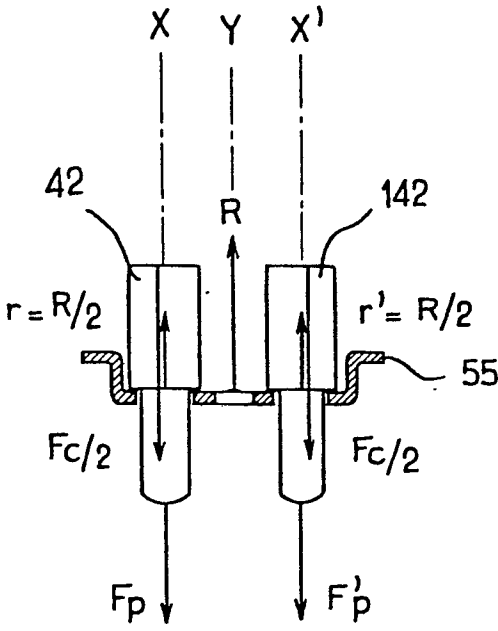


FIG. 2

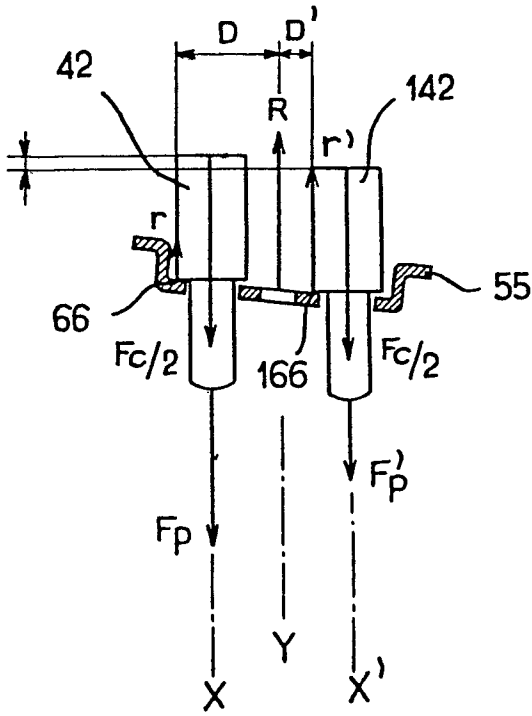


FIG. 3



Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

0027420

Numéro de la demande

EP 80 40 1456

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int. Cl. ³)
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	
A	<u>FR - A - 2 385 567</u> (NISSAN MOTOR)	1	B 60 T 8/18 11/34
A	<u>FR - A - 2 370 212</u> (AUTOMOTIVE PRODUCTS)	1	
A	<u>FR - A - 2 369 953</u> (AUTOMOTIVE PRODUCTS)	1	
A	<u>FR - A - 2 297 756</u> (D.B.A.)	1	
A	<u>FR - A - 2 237 788</u> (GIRLING)	1	
A	<u>FR - A - 2 074 521</u> (AUTOMOTIVE PRODUCTS)	1	
E	<u>DE - A - 2 919 078</u> (NISSAN MOTOR)	1	B 60 T 11/00 8/00
E	& GB - A - 2 020 768 (NISSAN MOTOR)		
D	<u>FR - A - 2 306 107</u> (D.B.A.)	1	

			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl. ³)
			CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES
			X: particulièrement pertinent A: arrière-plan technologique O: divulgation non-écrite P: document intercalaire T: théorie ou principe à la base de l'invention E: demande faisant interférence D: document cité dans la demande L: document cité pour d'autres raisons
			&: membre de la même famille, document correspondant
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div> <p><i>N</i></p> <p>Le présent rapport de recherche a été établi pour toutes les revendications</p> </div> <div> <p>Lieu de la recherche</p> <p>La Haye</p> </div> <div> <p>Date d'achèvement de la recherche</p> <p>23-12-1980</p> </div> <div> <p>Examineur</p> <p>BRAEMS</p> </div> </div>			